

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2019.1\(475\).10](https://doi.org/10.15589/znп2019.1(475).10)
УДК 662.995: 662.997

PERFORMANCE ADSORPTION REGENERATOR OF HEAT AND MOISTURE BASED ON COMPOSITE ‘SILICA GEL – SODIUM ACETATE’

ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДСОРБЦІЙНОГО РЕГЕНЕРАТОРА ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ НА ОСНОВІ КОМПЗИТУ «СИЛІКАГЕЛЬ – НАТРІЙ АЦЕТАТ»¹

Elena A. Belyanovskaya¹,
belyanovskaya@voliacable.com
ORCID: 0000-0003-1873-4574

Roman D. Lytovchenko¹,
roma788553@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1725-2138

Kostyantyn M. Sukhyy¹,
ksukhyy@gmail.com
ORCID: 0000-0002-4585-8268

Olga O. Ovchinnikova¹,
olga.ov.flex@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9150-8226

Mykhailo V. Gubynskyi²,
gubinmv@ukr.net
ORCID: 0000-0001-5061-7779

О. А. Беляновська¹,
канд. техн. наук, доцент

Р. Д. Литовченко¹,
аспірант

К. М. Сухий¹,
д-р техн. наук, професор

О. О. Овчинникова¹,
аспірант

М. В. Губинський²,
професор

¹*State Higher Education Institution “Ukrainian State University of Chemical Engineering”, Dnipro*

²*National Academy of Metallurgy of Ukraine, Dnipro*

¹ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», Дніпро

²Національна металургійна академія України, Дніпро

Abstract. The work is devoted to the study of the operational characteristics of the adsorption heat and moisture regenerator based on the composite adsorbent ‘silica gel – sodium acetate’ for the system of inflow and exhaust ventilation. The technique to determine the structural parameters of adsorptive regenerator is suggested. It involves calculation of the heat load for inflow air heating per a day, maximal adsorption, adsorption heat, mass and volume of the adsorbent. The algorithm for calculating the operational parameter of adsorptive heat-moisture regenerator is developed: calculation of the volume of air passed through a layer of heat-accumulating material, the concentration of water in the air at the outlet of the heat accumulator, adsorption, heat of adsorption, the final temperature of cold air, the temperature of the air after mixing cold air and air in the room, the calculation of the concentration of water in the air at the outlet of the heat regenerator, the volume of air that passed through the layer of adsorptive heat storage material, the final temperature of the warm air temperature after mixing with cold air outside and warm air from the room during the emission, determination temperature efficiency factor and the total time to achieve maximal adsorption. It was stated that the most efficient is composite which consist of 20% silica gel and 80% sodium acetate. The correlation of experimentally determined and calculated air temperatures near the warm and cold ends of the regenerator, which is located in the ventilated room and outside, is shown. Simulation of the processes of operation of adsorptive heat and moisture regenerators on the basis of composites ‘silica gel – sodium acetate’ in the conditions of a typical system of ventilation of premises is carried out. The maximal values of temperature efficiency factor are registered at a humid air velocity of about 0.22–0.32 m/s and a flow switching time up to 5 minutes and external and internal air temperatures of –3°C and +15°C, respectively. At first correlation of adsorbent properties and performance of heat-moisture regenerator is stated. The results of the study can be used in the development of energy-efficient air conditioning and ventilation systems, as well as desiccant modules for residential and warehouse space.

Key words: adsorption heat and moisture regenerator; temperature coefficient of efficiency; heat of adsorption; composite sorbent.

¹ Представлена робота виконана за часткової підтримки Міністерства освіти і науки України в межах держбюджетної НДР 0119U002243.

Анотація. Робота присвячена дослідженню експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора теплоти і вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій ацетат» для системи припливно-викидної вентиляції. Розроблена методика визначення конструктивних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологи, яка передбачає розрахунок теплового навантаження на підігрів припливного повітря протягом доби, граничної адсорбції, теплоти адсорбції, маси та об'єму адсорбента. Пропонується такий алгоритм розрахунку температурного коефіцієнта корисної дії: обчислення обсягу повітря, який пройшов через шар теплоакumuлюючого матеріалу, концентрації води в повітрі на виході з теплового акумулятора, адсорбції, теплоти адсорбції, кінцевої температури холодного повітря, температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці і теплого повітря в приміщенні під час подачі, розрахунок концентрації води в повітрі на виході з теплового акумулятора, обсягу повітря, який пройшов через шар теплоакumuлюючого матеріалу, кінцевої температури теплого повітря, температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці і теплого повітря з приміщення під час викиду, визначення температурного коефіцієнта корисної дії, сумарної адсорбції і часу досягнення максимальної адсорбції. Показана кореляція експериментально визначених та розрахованих температур повітря біля теплового і холодного кінців регенератора, які розташовано у вентиляованому приміщенні та назовні. Показано, що найбільш ефективними є регенератори на основі композита, який містить 80% натрій ацетату та 20% силікагелю. Проведена симуляція процесів експлуатації адсорбційних регенераторів теплоти і вологи на основі композитів «силікагель – натрій ацетат» в умовах типової системи вентиляції житлових приміщень. Максимальні значення теплових коефіцієнтів корисної дії зареєстровано за швидкості вологого повітря близько 0,22–0,32 м/с і часу перемикання потоків до 5 хв. Показано, що максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії спостерігаються за температури зовнішнього повітря -3°C та внутрішнього повітря $+15^{\circ}\text{C}$. Уперше встановлена кореляція властивостей адсорбенту та експлуатаційних характеристик регенератора теплоти та вологи на його основі. Результати проведеного дослідження можуть бути використані під час розроблення енергоефективних систем кондиціонування і вентиляції, а також модулів-осушувачів для житлових і складських приміщень.

Ключові слова: адсорбційний регенератор теплоти і вологи; температурний коефіцієнт корисної дії; теплота адсорбції; композитний сорбент.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

До суттєвих статей витрат під час теплопостачання житлових приміщень відноситься підігрів припливного повітря. Однією з ключових проблем під час експлуатації автономних систем теплопостачання протягом опалювального періоду є періодичне зростання концентрації діоксиду вуглецю в внутрішньому повітрі [1]. Це зумовлює необхідність періодичного оновлення повітря в внутрішньому приміщенні, що веде до зростання теплових втрат протягом опалювального періоду. Одним із технічних рішень є використання рекуперативних теплообмінників. Ці прилади розроблені як для систем теплопостачання на основі первинного палива [2], так і для сонячних нагрівальних установок, які пропонується використовувати як підтримку для традиційних опалювальних систем [3]. Використання традиційних рекуперативних теплообмінників призводить до порушення балансу вологи в приміщенні [4]. Крім того, їх робота періодично блокується внаслідок утворення льоду на холодному кінці пристрою. Регенеративні теплообмінники призводять до забруднення свіжого повітря [5]. Крім того, в разі використання традиційних ємнісних матеріалів дані пристрої регулюють лише відносну вологість, але не вологовміст у повітрі приміщення, що вентилується.

Альтернативою подібним пристроям є адсорбційні перетворювачі теплової енергії. Водно-

час їхні експлуатаційні характеристики обмежені адсорбційними властивостями адсорбентів, які використовуються.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Застосування адсорбентів для кондиціонування і вентиляції житлових приміщень пропонувалося в останні кілька десятиліть [6; 7]. Як адсорбційний матеріал пропонували, наприклад, силікагель [8]. Альтернативою силікагелю могли б слугувати сілікоалюмінофосфати, з температурою регенерації $60\text{--}100^{\circ}\text{C}$ [9]. Водночас їхня сорбційна ємність дорівнює близько 0,25 г/г [9], що, вочевидь, вимагає значної маси адсорбента теплових навантажень, які вимагаються для покриття теплового навантаження в умовах систем теплопостачання та вентиляції, а отже, значного об'єму адсорбційного модуля.

Технологія VENTIREG, розроблена в Інституті каталізу ім. Г. К. Борескова, передбачає застосування адсорбційного матеріалу як водного буфера [10]. Причому композитний адсорбент SWS-1A (оксид алюмінію, який імпрегують кальцій хлоридом) показав кращі експлуатаційні характеристики, зокрема адсорбційні властивості у порівнянні з традиційними діоксидом кремнію та оксидом алюмінію. Композитні матеріали типу «сіль у пористій матриці» є перспективними для поглинання, акумулювання і трансформації теплової енергії в системах теплопо-

стачання [11, 12]. Проте обсяг адсорбційного модуля, з одного боку, визначається властивостями адсорбенту, зокрема граничної адсорбції. З іншого боку, маса і об'єм адсорбенту повинні задовольняти конструктивним характеристикам системи вентиляції. Гранична адсорбція застосовуваного матеріалу не повинна бути менше 0,5 кг/кг, що дозволить їх використовувати в невеликих обсягах у відповідних побутових умовах. Технології імпрегнування не завжди дозволяють домогтися такого результату і досить дорогі та складні.

Крім того, для переходу від лабораторного прототипу до установки для практичного застосування в умовах системи вентиляції необхідна математична модель, що враховує всі стадії експлуатації пристрою. Однак більшість математичних моделей розглядає лише окремі аспекти процесів експлуатації адсорбційних модулів, переважно тепло- і масоперенос у процесі адсорбції [13]. Алгоритми, що дозволяють оцінити ефективність експлуатації теплоакумулюючого пристрою, відносяться переважно до ємнісних пристроїв [14]. Тому стає актуальною задача розроблення алгоритму розрахунку адсорбційного регенератора теплоти і вологості.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕ ВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

У зв'язку з вищесказаним необхідно комплексне дослідження, спрямоване на вивчення експлуатаційних характеристик адсорбційного перетворювача теплової енергії та розроблення математичної моделі процесів експлуатації даного пристрою.

Мета дослідження – виявити експлуатаційні характеристики адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій ацетат». Для досягнення зазначеної мети поставлено такі задачі:

- розробити методику розрахунку конструктивних характеристик адсорбційного регенератора теплоти та вологості;
- скласти алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора;
- виявити кореляцію характеристик адсорбента, конструктивних характеристик, параметрів процесів експлуатації та коефіцієнта корисної дії адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій ацетат».

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі аналізуються процеси експлуатації регенераційного пристрою, який у разі встановлення у вентиляційний канал підігрівляє холодне припливне повітря, зменшує його вологість та не позбавляє вмісту кисню в ньому. Конструктивне виконання регенератора наведено на рис. 1. Холодним вважається той кінець, який знаходиться ззовні, теплим – усередині приміщення, яке вентилується.

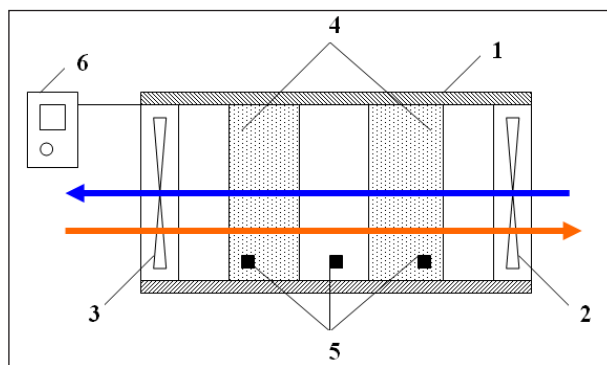


Рис. 1. Конструктивне виконання регенератора теплоти та вологості 1 – труба (корпус); 2 – вентилятор зовнішній; 3 – вентилятор внутрішній; 4 – теплоакумулюючі насадки; 5 – датчик температури; 6 – пульт управління

Пристрій працює у двох режимах – «подача» та «викид», які періодично змінюють один одного. За теплоакумулюючий матеріал використовували «силікагель – натрій ацетат», який синтезували золь-гель методом [15]. Насипна густина для композитних сорбентів «силікагель-натрій ацетат» становила 0,72 г/см³. Розмір гранул композитного сорбенту дорівнював 2–3,5 мм.

Температуру повітря та адсорбенту контролювали за допомогою групи термоперетворювачів промислового виконання Pt1000, метеорологічні параметри (швидкість повітря, його напрям, температуру, відносну вологість, атмосферний тиск) вимірювали за допомогою ультразвукової метеостанції «Coastal Environmental Systems C-5 S1019RB».

Методика розрахунку маси та об'єму адсорбенту передбачає визначення теплового навантаження на підігрів припливного повітря за традиційними методиками, наприклад за СНіП 2.04.05-91.

Далі визначається маса адсорбенту M_{ads} , кг:

$$M_{ads} = \frac{Q_{inf}}{\Delta H_{ads}}, \quad (1)$$

де ΔH_{ads} – теплота адсорбції, кДж/кг, яку оцінюють відповідно до

$$\Delta H_{ads} = \Delta h \cdot A_{lim} \cdot \frac{1000}{\mu_{H_2O}}, \quad (2)$$

де $\Delta h \cong 60$ – теплота адсорбції водяної пари, кДж/моль; A_{lim} – гранична адсорбція, кг/кг; μ_{H_2O} – молярна маса води, г/моль.

Величину граничної адсорбції A_{lim} можна визначити згідно із властивостями адсорбенту або оцінити як лінійну суперпозицію для механічної суміші.

Об'єм адсорбенту розраховують згідно з формулою

$$V_{ads} = \frac{M_{ads}}{\rho_{ads}}, \quad (3)$$

де ρ_{ads} – густина адсорбенту, кг/м³.

Крім того, запропоновано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного реге-

нератора теплоти та вологи. Блок-схема запропонованого алгоритму представлена на рис. 1. Алгоритм передбачає розрахунок температурного коефіцієнта корисної дії (ККД):

$$\eta_{\text{тем}} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{зов}}}{t_{\text{відп}} - t_{\text{зов}}}, \quad (4)$$

де $t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря; $t_{\text{зов}}$ – температура зовнішнього повітря; $t_{\text{відп}}$ – температура відпрацьованого повітря.

Визначення температури повітря після змішування холодного повітря з вулиці та теплого повітря в приміщенні під час подачі:

$$t_{\text{кін.кім.після змішув.}} = \frac{V_{\text{кім}} \cdot t_{0,\text{кім}} + V_{\text{под}} \cdot t_{\text{кін.кім}}}{V_{\text{кім}} + V_{\text{под}}}, \quad (5)$$

де $V_{\text{кім}}$ – об'єм кімнати, м^3 ; $t_{0,\text{кім}}$ – початкова температура повітря під час викиду з кімнати, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{кін.кім}}$ – температура повітря під час подачі, $^{\circ}\text{C}$.

Кінцеву температуру холодного повітря під час подачі визначали згідно з рівнянням теплового балансу:

$$t_{\text{кін.кім.}} = \frac{C' \cdot t_{0,\text{вул}} \cdot V_{\text{под}} + 4.19 \cdot t_{0,\text{кім}} \cdot V_{\text{под}} \cdot C_{0,\text{вул}} + H_{\text{адс.под}} \cdot M_{\text{адс}}}{C' \cdot V_{\text{под}} + 4.19 \cdot V_{\text{под}} \cdot C_{\text{кін.кім}}}, \quad (6)$$

де C' – теплоємність повітря, $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$; $t_{0,\text{вул}}$ – температура зовнішнього повітря (у холодного кінця регенератора); $V_{\text{под}}$ – обсяг повітря, що пройшло через шар теплоакumuлюючого матеріалу, м^3 ; $C_{0,\text{вул}}$ – початкова абсолютна вологість повітря біля холодного кінця регенератора, $\text{кг}/\text{м}^3$; $H_{\text{адс.под}}$ – теплота адсорбції під час подачі, $\text{кДж}/\text{кг}$; $M_{\text{сорб}}$ – маса адсорбенту, кг ; $C_{\text{кін.кім}}$ – кінцева абсолютна вологість під час подачі, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Температуру відпрацьованого повітря визначали як температуру після змішування холодного повітря з вулиці та теплого повітря з приміщення під час викиду:

$$t_{\text{кін.вул.після змішув.}} = \frac{V_{\text{вул}} \cdot t_{0,\text{вул}} + V_{\text{вик}} \cdot t_{\text{кін.вул}}}{V_{\text{кім}} + V_{\text{под}}}, \quad (7)$$

де $V_{\text{вул}}$ – об'єм повітря біля зовнішнього кінця регенератора, м^3 ; $t_{0,\text{вул}}$ – температура зовнішнього повітря (біля холодного кінця регенератора), $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{кін.вул}}$ – кінцева температура теплого повітря під час викиду, $^{\circ}\text{C}$.

Кінцева температура теплого повітря під час викиду розраховується згідно з рівнянням теплового балансу:

$$t_{\text{кін.кім.}} = \frac{C' \cdot t_{0,\text{кім}} \cdot V_{\text{вик}} + 4.19 \cdot t_{0,\text{кім}} \cdot V_{\text{вик}} \cdot C_{0,\text{кім}} + H_{\text{адс.вик}} \cdot M_{\text{адс}}}{C' \cdot V_{\text{вик}} + 4.19 \cdot V_{\text{вик}} \cdot C_{\text{кін.вул}}}, \quad (8)$$

де C' – об'ємна теплоємність повітря, $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$; $t_{0,\text{кім}}$ – температура внутрішнього повітря біля теплого кінця регенератора, $^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{вик}}$ – об'єм повітря, що пройшов через шар теплоакumuлюючого матеріалу, під час викиду, м^3 ; $C_{0,\text{кім}}$ – початкова абсолютна вологість біля теплого кінця регенератора, $\text{кг}/\text{м}^3$; $H_{\text{адс.вик}}$ – теплота

адсорбції під час викиду, $\text{кДж}/\text{кг}$; $M_{\text{адс}}$ – маса адсорбенту, кг ; $C_{\text{кін.вул}}$ – кінцева абсолютна вологість під час викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Теплоту адсорбції під час подачі або викиду розраховували аналогічно [15]:

$$\Delta H_{\text{адс}} = \Delta h \cdot A \cdot \frac{1000}{\mu_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (9)$$

де Δh – теплота адсорбції, $\text{кДж}/\text{моль}$; A – адсорбція під час подачі або викиду, $\text{кг}/\text{кг}$; $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ – молярна маса води, $\text{г}/\text{моль}$.

Адсорбцію під час подачі або викиду розраховували відповідно до [15]:

$$A = \frac{C - C_0}{M_{\text{адс}}} \cdot V \quad (10)$$

де V – об'єм повітря, м^3 ; C_0 – початкова абсолютна вологість під час подачі або викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$; C – кінцева абсолютна вологість під час подачі або викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$; $M_{\text{адс}}$ – маса адсорбенту, кг .

Кінцеву абсолютну вологість на виході з регенератора під час подачі або викиду визначали:

$$C_{\text{кін}} = \frac{C_0}{\frac{\beta \cdot (-\tau \cdot w \cdot C_0) + H}{A_{\text{лім}}} + 1}, \quad (11)$$

де C_0 – початкова абсолютна вологість під час подачі або викиду, $\text{кг}/\text{м}^3$; $A_{\text{лім}}$ – гранична адсорбція, $\text{кг}/\text{кг}$; β – коефіцієнт масопереносу, с^{-1} ; w – швидкість вологого повітря, $\text{м}/\text{с}$; H – висота шару адсорбенту; τ – тривалість подачі або викиду, с .

Коефіцієнт масопереносу розраховували згідно з роботою:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_n} + \frac{1}{\beta_{\text{пр}}} \quad (12)$$

де β_y , β_n і $\beta_{\text{пр}}$ – коефіцієнти массоотдачі в газовій фазі, в повздовжньому розрізі та порах, с^{-1} .

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Пропонується використовувати адсорбційний регенератор для підігріву припливного повітря в умовах звичайної трикімнатної квартири з електричними кухонними плитами, загальною площею 103 м^2 , висотою $2,5 \text{ м}$.

Теплове навантаження на підігрів припливного повітря дорівнює $327,9 \text{ МДж}/\text{добу}$. Результати розрахунку маси та об'єму композиту «силікагель – натрій ацетат» для покриття цього навантаження наведені в таблиці 1. Згідно з результатами наведеного розрахунку найменша маса та об'єм адсорбенту, вочевидь, відповідають композиту, що містить 20% силікагелю і 80% натрію ацетату. Тому даний адсорбент далі використано як адсорбційний матеріал.

Далі була проведена апробація запропонованого алгоритму розрахунку експлуатаційних характеристик регенератора на прикладі лабораторного

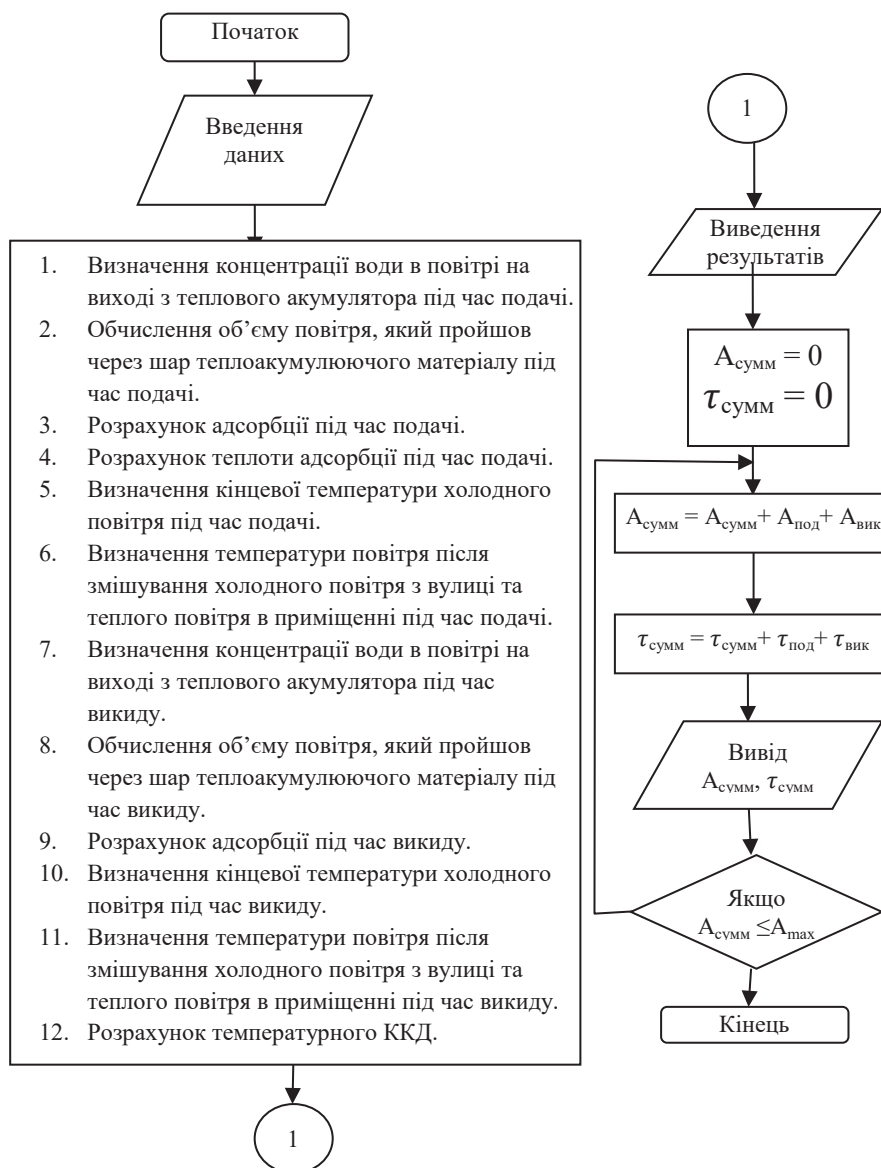


Рис. 2. Блок-схема розрахунку адсорбційного регенератора

Таблиця 1. Результати розрахунку теплоти адсорбції і маси сорбенту за теплового навантаження на підігрів припливного повітря 327,9 МДж/добу

Вміст сілікагелю, %	Вміст CH ₃ COONa %	Величина максимальної адсорбції, A _{lim} , кг/кг	ΔH _{адс} , кДж/кг	М, кг	V, м ³
20	80	0.557	1856.10	177	0.25
40	60	0.455	1517.07	216	0.30
60	40	0.353	1178.05	278	0,39
80	20	0.252	1099.11	298	0,41

прототипу. Відхилення розрахункових температур від експериментальних не перевищує 2–2,5°C на холодних і теплих кінцях регенератора (рис. 2).

Температурний коефіцієнт корисної дії регенератора за експериментальними даними становить

приблизно 85%, а за розрахунковими – приблизно 82%.

Отже, ця математична модель може бути використана для якісної оцінки експлуатаційних характеристик адсорбційних регенераторів у вентиляційних системах.

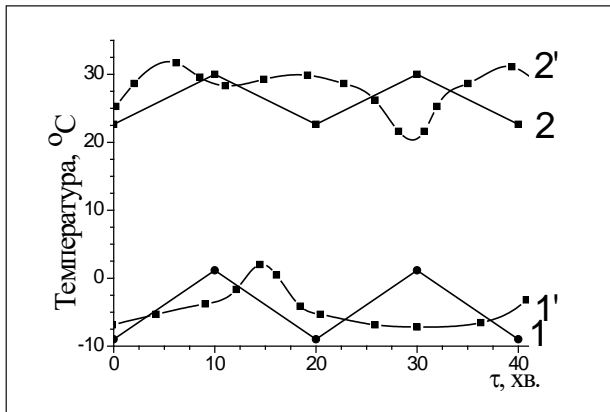


Рис. 3. Температурні залежності для адсорбційного регенератора теплоти на основі композита «силікагель – натрій ацетат». 1,2 – розрахункові результати; 1', 2' – експериментальні результати; 1, 1' – температура на холодному кінці регенератора; 2, 2' – температура на теплому кінці регенератора

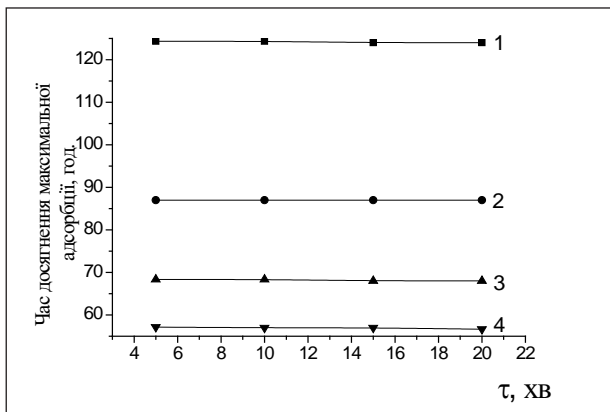


Рис. 5. Вплив на час досягнення максимальної адсорбції часу перемикання напрямку та швидкості потоку повітря, м/с: 1–0,22; 2–0,32; 3–0,42; 4–0,52

Далі було проведено математичне моделювання процесів експлуатації адсорбційного регенератора в умовах типового житлового приміщення. Маса адсорбенту відповідає тепловим навантаженням та становить за розрахунками 177 кг, а обсяг – 0,25 м³. Таким чином, буде оптимальним варіантом установити в схему 3-кімнатної квартири 4-сорбційні регенератори. Тоді маса сорбенту на регенератор становить 45 кг.

Встановлено, що температурні криві на теплому і холодному кінцях регенератора виявляють періодичну природу. Причому зі зменшенням часу перемикання (зміни напрямку) потоків спостерігається істотне зниження амплітуди залежностей «температура-час», як на теплому, так і на холодному кінцях пристрою. Це сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії (рис. 4). Максимальні значення коефіцієнтів корисної дії спостерігаються за швидкостях потоку вологого повітря 0,22–0,32 м/с і часу перемикання потоків не більше 5 хв.

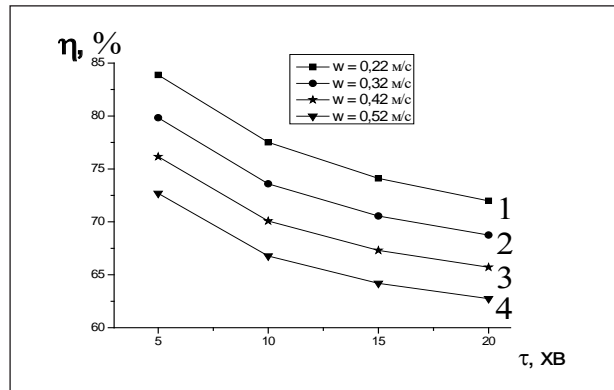


Рис. 4. Залежність температурний ККД – час перемикання напрямків та швидкості потоку повітря

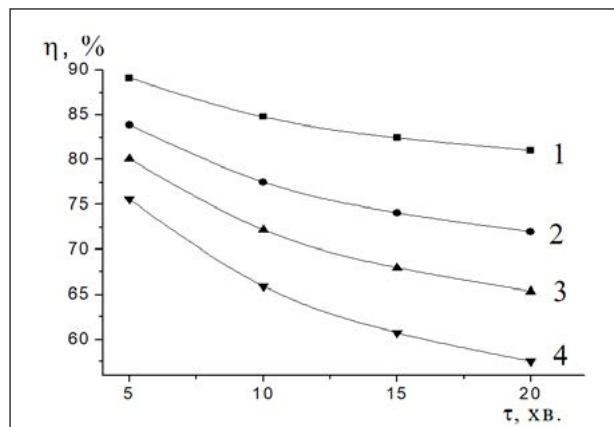


Рис. 6. Залежність температурного ККД від часу перемикання напрямку потоків повітря за температури зовнішнього повітря, °C: 1– -3; 2 – -9; 3– -15; 4 – -25

Час досягнення максимальної адсорбції від часу перемикання потоків майже не залежить (рис. 5). Більш істотно впливає на нього швидкість потоку вологого повітря, що пов'язано з кількістю поданого повітря.

Також на ефективність роботи теплоакуючого пристрою впливають метеорологічні умови, тобто температура зовнішнього повітря, зі збільшенням якої підвищується коефіцієнт корисної дії регенератора (рис. 6). Аналогічним чином впливає на температурний коефіцієнт корисної дії підвищення абсолютної вологості зовнішнього повітря. Це супроводжується, очевидно, збільшенням швидкості адсорбційних процесів і зменшенням часу досягнення максимальної адсорбції. Температура зовнішнього повітря на тривалість досягнення максимальної концентрації майже не впливає. Зниження температури в кімнаті сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії.

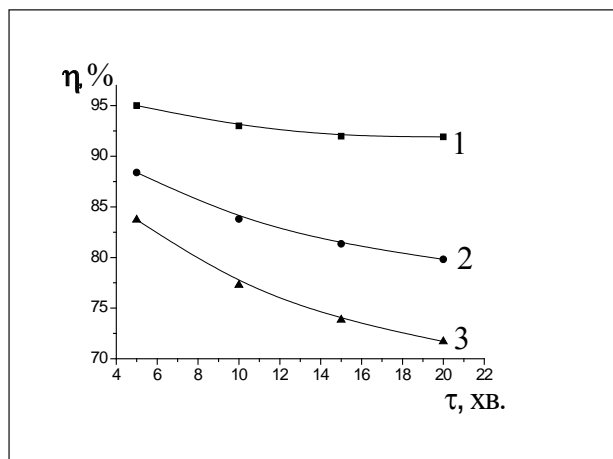


Рис. 7. Залежність температурного ККД від часу перемикання напрямку потоків повітря за температури внутрішнього повітря, °C: 1–15; 2–20; 3–25

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

За результатами математичного моделювання встановлено, що на величину температурного ККД адсорбційного регенератора теплоти і вологи впливає швидкість потоку припливного та викидного повітря, а також час перемикання потоків (рис 4). Зростання швидкості призводить до зниження ККД, що є результатом підвищення кількості поданого повітря. Зменшення часу перемикання потоків сприяє збільшенню ККД, що є результатом істотного зниження амплітуди залежностей «температура – час», як на теплому, так і на холодному кінцях пристрою. Максимальні значення коефіцієнтів корисної дії спостерігаються за швидкості потоку вологого повітря близько 0,22 м/с і часу перемикання потоків не більш за 5 хв. Отже, дані параметри процесів експлуатації можна розглядати як оптимальні. Час досягнення максимальної

адсорбції від часу перемикання потоків майже не залежить (рис. 5), але він істотно знижується в разі зростання швидкості потоку повітря від 0,22 до 0,52 м/с.

Температури зовнішнього та внутрішнього повітря на час досягнення максимальної адсорбції не впливають, але зростання коефіцієнта корисної дії відбувається в разі підвищення зовнішнього повітря до -3°C та внутрішнього до $+15^{\circ}\text{C}$.

ВИСНОВКИ

Досліджено процеси експлуатації адсорбційного регенератора теплоти та вологи на основі композитного адсорбенту «силікагель – натрій ацетат». Запропоновано методику розрахунку конструктивних характеристик адсорбційного регенератора. Запропоновано алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик адсорбційного регенератора. Показана задовільна кореляція результатів розрахунку згідно із запропонованим алгоритмом з експериментальними даними.

Показано вплив складу адсорбенту на конструктивні характеристики регенератора. Встановлено, що мінімальний об'єм адсорбенту для покриття навантаження на підігрів припливного повітря відповідає композиту, який містить 20% силікагелю та 80% натрій ацетату.

Проведено симуляцію процесів експлуатації адсорбційного регенератора на основі композиту «силікагель – натрій ацетат» в умовах типової системи вентиляції. Встановлені оптимальні параметри процесів експлуатації: час перемикання потоків до 5 хв., швидкість потоку повітря 0,22–0,32 м/с. Виявлено вплив метеорологічних умов на температурний коефіцієнт корисної дії. Показано, що максимальні значення температурного коефіцієнта корисної дії відповідають температурі зовнішнього повітря -3°C та внутрішнього повітря $+15^{\circ}\text{C}$.

REFERENCES

- [1] Östlin R. (2017). Evaluation of a Single Family Low Energy Building in Cold Climate. *Energy Procedia*, 132, 9–14.
- [2] Weber, C., Berger, M., Mehling, F., Heinrich, A., Nuñez, T. (2014). Solar cooling with water – ammonia absorption chillers and concentrating solar collector. Operational experience. *Int. J. of Refrigeration*, 39, 57–76.
- [3] Corsinia, A., Delibra, G., Di Meo, G., Martinia M., Rispolia, F., Santoriello, A. (2015). A CFD-based virtual test-rig for rotating heat exchangers. *Energy Procedia*, 82, 245–251.
- [4] Dotsenko S. A. (2003). Energobereguyutshiye tehnologii system ventilyatsii i kondotsionirovaniya vozdukha. *Stroyprofil*, 4, 54–56.
- [5] Danilevskiy L. N. (2014). Системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии удаляемого воздуха для жилых зданий. Минск, 128 с.
- [6] Al-Alili A., Hwang Yu., Radermacher R. (2014). Review of solar thermal air conditioning technologies. *Int. J. Refrigeration*, 39, 4–22.
- [7] Scapino L., Zondag H.A., Van Bael J., Diriken J., Rindt C.C.M. (2017). Sorption heat storage for long-term low-temperature applications [A review on the advancements at material and prototype scale]. *Applied Energy*, 190, 920–948.
- [8] Manyumbua, E., Martin, V., Fransson, T. (2014). Simple mathematical modeling and simulation to estimate solar-regeneration of a silica gel bed in a naturally ventilated vertical channel for Harare, Zimbabwe. *Energy Procedia*, 57, 1733–1742.
- [9] Freni A., Maggio G., Sapienza A., Frazzica A., Restuccia G., Vasta S. (2016). Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 104, 85–95.
- [10] Aristov Yu I. (2015) Current progress in adsorption technologies for low-energy buildings. *Future Cities and Environment*, 10, 1–13.

- [11] Schreiber H., Lanzerath F., Bardow A. (2018). Predicting performance of adsorption thermal energy storage: from experiments to validated dynamic models. *Applied Thermal Engineering*, 141, 548–557.
- [12] Grekova A.D., Gordeeva L.G., Aristov Y.I. (2017). Composite “LiCl/vermiculite” as advanced water sorbent for thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*, 124, 1401–1408.
- [13] Nagel T., Beckert S., Lehmann C., Glser R., Kolditz O. (2016). Multi-physical continuum models of thermochemical heat storage and transformation in porous media and powder beds – A review. *Applied Energy*, 178, 323–345.
- [14] Hanzha Y.H., Khymenko A.H. (2012). Teplovoe akkumulyrovanye kak sposob povysheniya enerheticheskoi effektivnosti sistem teplosnabzheniya *Enerhosberezhnyye, Enerhetyka, Enerhoaudyt*, 3(97), 16–21.
- [15] Sukhyi K. M., Belyanovskaya E. A., Kolomiyets, E. V. (2018). *Design and performance of adsorptive transformers of heat energy*. Riga, Latvia: LAP Lambert Academic Publishing, 117 p.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Östin R. (2017) Evaluation of a Single Family Low Energy Building in Cold Climate. *Energy Procedia*. № 132. С. 9–14.
- [2] Weber C. et al. (2014) Solar cooling with water – ammonia absorption chillers and concentrating solar collector. Operational experience. *Int. J. of Refrigeration*. № 39. С. 57–76.
- [3] Corsinia A. et al. (2015) A CFD-based virtual test-rig for rotating heat exchangers. *Energy Procedia*. № 82. С. 245–251.
- [4] Доценко С. А. (2003) Энергосберегающие технологии систем вентиляции и кондиционирования воздуха. *Строительный журнал*. № 4. С. 54–56.
- [5] Данилевский, Л. Н. (2014) Системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии удаляемого воздуха для жилых зданий. Минск. 128 с.
- [6] Al-Alili A., Hwang Yu., Radermacher R. (2014) Review of solar thermal air conditioning technologies. *Int. J. Refrigeration*. № 39. С. 4–22.
- [7] Scapino L. et al. (2017) Sorption heat storage for long-term low-temperature applications. A review on the advancements at material and prototype scale. *Applied Energy*. № 190. С. 920–948.
- [8] Manyumbua, E., Martin, V., Fransson, T. (2014) Simple mathematical modeling and simulation to estimate solar-regeneration of a silica gel bed in a naturally ventilated vertical channel for Harare, Zimbabwe. *Energy Procedia*. № 57. С. 1733–1742.
- [9] Freni A. et al. (2016) Comparative analysis of promising adsorbent/adsorbate pairs for adsorptive heat pumping, air conditioning and refrigeration. *Applied Thermal Engineering*. № 104. С. 85–95.
- [10] Aristov Yu I. (2015) Current progress in adsorption technologies for low-energy buildings. *Future Cities and Environment*. № 10. С. 1–13.
- [11] Schreiber H., Lanzerath F., Bardow A. (2018). Predicting performance of adsorption thermal energy storage: from experiments to validated dynamic models. *Applied Thermal Engineering*. № 141. С. 548–557.
- [12] Grekova A.D., Gordeeva L.G., Aristov Y.I. (2017). Composite “LiCl/vermiculite” as advanced water sorbent for thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*. № 124. С. 1401–1408.
- [13] Nagel T. et al. (2016). Multi-physical continuum models of thermochemical heat storage and transformation in porous media and powder beds – A review. *Applied Energy*. № 178. С. 323–345.
- [14] Ганжа И. Г., Хименко А. Г. (2012) Тепловое аккумулирование как способ повышения энергетической эффективности систем теплоснабжения. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. № 3 (97). С. 16–21.
- [15] Sukhyi K. M., Belyanovskaya E. A., Kolomiyets E. V. (2018). *Design and performance of adsorptive transformers of heat energy*. Riga, Latvia : LAP Lambert Academic Publishing. С. 117.